

Wagner Alberto de Moraes

**ESTUDO DO RUÍDO DE REFRIGERADORES CAUSADO PELA
PULSAÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE NO
CONDENSADOR**

Dissertação submetido(a) ao Programa
de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Santa Catarina para a obtenção do
Grau de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Orientador: Prof. Ph. D. Arcanjo Lenzi

Florianópolis
2013

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Moraes, Wagner Alberto de

Estudo do ruído de refrigeradores causado pela pulsação
do fluido refrigerante no condensador / Wagner Alberto de
Moraes ; orientador, Arcanjo Lenzi - Florianópolis, SC,
2013.

104 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Ruído em refrigeradores. 3.
Pulsação no condensador. I. Lenzi, Arcanjo. II.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Wagner Alberto de Moraes

**ESTUDO DO RUÍDO DE REFRIGERADORES CAUSADO PELA
PULSAÇÃO DO FLUIDO REFRIGERANTE NO
CONDENSADOR**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 28 de fevereiro de 2013.

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Coordenador do Curso

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph. D.
Orientador

Banca Examinadora:

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph. D.
Presidente

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa
Catarina

Prof. Júlio A. Cordioli, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa
Catarina

Vitor Litwinczik, Dr. Eng.

Dedico este trabalho a minha noiva Sofia,
aos meus pais, Claudio e Vera e a todos os
mestres que compartilharam seus conhe-
cimentos comigo nesta vida de estudos.

AGRADECIMENTOS

A Deus, o melhor dos amigos.

À minha amada noiva, Sofia, pelo conforto, carinho e compreensão durante esta jornada.

À minha querida mãe, Vera, que acreditou no meu sucesso e me ensinou a ver o mundo com olhos mais caridosos.

Ao meu adorado pai, Cláudio, por ter investido em minha educação, insistido para que meus passos estivessem sempre além.

Às minhas irmãs, Cláudia e Camila, companheiras na conhecimento.

Ao CNPQ e a EMBRACO, pelo apoio técnico e financeiro.

Ao meu orientador professor Arcanjo pelos seus preciosos ensinamentos.

Aos bolsistas de iniciação científica Aldren, Andrey, Carlos e Eros, pela energia e disposição empregadas nas tarefas inerentes a este trabalho.

Aos demais amigos do LVA pelas longas conversas e conhecimentos compartilhados.

A alegria está na luta, na tentativa, no sofrimento envolvido. Não na vitória propriamente dita.

(Mahatma Gandhi)

RESUMO

Em sistemas de refrigeração típicos o compressor é a principal fonte de ruído, ora pela sua radiação sonora direta ora por transmitir energia vibratória ao sistema de refrigeração transformando este último em fonte passiva de ruído. Dentre as formas de propagação da energia tem-se aquela via pulsação no fluido refrigerante que é gerada no compressor de deslocamento positivo em seus sistemas de sucção e descarga. Diversos trabalhos já foram desenvolvidos visando à redução da pulsação através de aperfeiçoamento das válvulas ou dos silenciadores internos ao compressor. Entretanto, compressores qualificados como de bom desempenho acústico em ensaios isolados após a montagem compunham sistemas de refrigeração ruidosos. Este trabalho propõe uma metodologia para avaliação da influência da pulsação de descarga de um compressor sobre o ruído produzido por um gabinete de refrigeração, via experimental e numérica. Uma bancada experimental foi construída tornando possível controlar a intensidade e a frequência da pulsação do fluido introduzido no sistema de refrigeração. Em uma câmara reverberante anexa a sala de experimentos foi colocado um gabinete de refrigeração. A bancada foi conectada ao condensador através das paredes por uma tubulação visando isolar a transmissão de vibração via estrutura. Paralelamente propusemos um modelo numérico do condensador para estudo de seus modos de vibração, campo acústico interno e forças transferidas ao gabinete causadas pela pulsação. Esta metodologia pode ser utilizada como critério de escolha de compressores por parte de fabricantes de sistemas de refrigeração e, ainda, auxiliar a equipe de projeto acústico da empresa de compressores na tarefa de reduzir o ruído de pulsação naquelas frequências que mais afetam acusticamente os produtos de seus clientes.

Palavras-chave: Pulsação em fluido refrigerante. Controle de ruído. Sistemas de refrigeração.

ABSTRACT

The principal noise source in a refrigerators systems is its compressor. It radiates sound energy and turns the refrigerator into a passive sound radiator as it receives vibration energy from the compressor through different paths. One of then is the refrigerant fluid pulsation outsourced by the reciprocating compressor's suction and discharge systems. Several works have been developed trying to reduce the fluid pulsation by improvements in compressor's valves and mufflers. However, compressors qualified as high quality in acoustics tests, as it were assembled in some refrigerator systems turn then noisy products. This work evaluate the relationship between the discharge pulsation delivered by a reciprocating compressors and the corresponding refrigerator's noise. A test stand was constructed where intensity and pulse rate of the fluid introduced into the refrigeration system are controlled. During the experiments a typical refrigerator system is positioned inside a reverberant chamber and the condenser input is connected to the test stand through a tube assembly that crosses the chamber's wall. This reduces the transmission of structural vibrations, conveying only fluid pulsation. In parallel we proposed a numerical model of the condenser to study their modes of vibration, its internal acoustic field and the forces transferred to the cabinet due to pulsation. This methodology can be used as a criterion of compressor choice by manufacturers of refrigeration and also assist the acoustic team working in a company that produces compressors in the task of reducing the noise due to pulsation on those frequencies that affect most the acoustical quality of customer's products.

Keywords: Refrigerant fluid pulsation. Noise control. Refrigeration system.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Esquema do ciclo de refrigeração	29
Figura 2	Esquema de um compressor de deslocamento positivo..	30
Figura 3	Dinâmica da válvula de sucção típica	31
Figura 4	Dinâmica da válvula de descarga típica	32
Figura 5	Espectro de pressão de uma válvula de descarga típica.	33
Figura 6	NWS de um refrigerador típico e compressor	35
Figura 7	Esquema do gabinete com forças aplicadas	37
Figura 8	Potência sonora radiada pelo modelo do gabinete	37
Figura 9	Resposta acústica do gabinete do refrigerador	39
Figura 10	Fotografia do condensador típico	40
Figura 11	Exemplo de critério acústico de projeto	41
Figura 12	Compressor modificado da bancada de pulsação	49
Figura 13	Dinâmica da válvula de descarga típica	50
Figura 14	NPS da pulsação relacionado a velocidade do compressor	51
Figura 15	Fotografia da bancada de pulsação completa	52
Figura 16	NPS da pulsação relacionado a válvula	53
Figura 17	Esquema do experimento ruído-pulsação	54
Figura 18	Fotografia do experimento ruído-pulsação	55
Figura 19	Esquema do experimento ruído-força	57
Figura 20	Fotografia do experimento ruído-força	57
Figura 21	Modelo numérico do condensador	59
Figura 22	Detalhe do modelo estrutural em FEM	60
Figura 23	Formas de vibração do condensador	61
Figura 24	Diagrama de Bode de ${}^aH_1(f)$	63
Figura 25	Diagrama de Bode de ${}^aH_2(f)$	63
Figura 26	Diagrama de Bode de ${}^aH_3(f)$	64
Figura 27	Diagrama de Bode de ${}^aH_4(f)$	64
Figura 28	Detalhe do modelo acústico em BEM	66
Figura 29	Validação do modelo acústico do condensador	66
Figura 30	Diagrama de Bode de ${}^aH_1(f)$ vibroacústico	68
Figura 31	Diagrama de Bode de ${}^aH_2(f)$ vibroacústico	68
Figura 32	Diagrama de Bode de ${}^aH_3(f)$ vibroacústico	69

Figura 33 Diagrama de Bode de ${}^aH_4(f)$ vibroacústico.....	69
Figura 34 Pressão no condensador, compressor a 3600 rpm.....	71
Figura 35 Coerência entre os sinais de pressão.....	72
Figura 36 Atenuação da pressão através do condensador.....	72
Figura 37 Velocidade do compressor, pulsação e ruído.....	73
Figura 38 Abertura da válvula, pulsação e ruído.....	74
Figura 39 Diagrama de Bode da FRF ruído-pulsação.....	75
Figura 40 Coerência entre os sinais de ruído e pulsação.....	76
Figura 41 FRF ruído-pulsação em bandas de terço de oitava.....	76
Figura 42 FRFs ruído-força ${}^bH_i(f)$ nos suportes superiores.....	78
Figura 43 FRFs ruído-força ${}^bH_i(f)$ nos suportes inferiores.....	78
Figura 44 Ruído causado por força unitária tipo ruído branco....	79
Figura 45 FRF ruído-pulsação para os dois experimentos.....	80
Figura 46 Proposta de experimento.....	81
Figura 47 Fotografia da Bancada Alternativa.....	95
Figura 48 Elementos do sistema pistão-cilindro.....	96
Figura 49 Deslocamento máximo do vibrador eletrodinâmico.....	97
Figura 50 Vazão de fluido obtida pela Bancada Alternativa.....	98
Figura 51 Vibrador eletrodinâmico e o refrigerador.....	99
Figura 52 Pulsação e ruído para utilizando ruído branco.....	100
Figura 53 Pulsação e ruído utilizando senóide de 60 Hz.....	102
Figura 54 Pulsação e ruído utilizando senóide de 100 Hz.....	103
Figura 55 FRF ruído-pulsação via Bancada Alternativa.....	104

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Propriedades do modelo estrutural do condensador	60
Tabela 2	Propriedades do modelo acústico do condensador	65
Tabela 3	NPS medido na câmara reverberante e NWS da fonte referência.	92

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

FFT	Transformada Rápida de Fourier (<i>Fast Fourier Transform</i>)	33
FEM	Método dos Elementos Finitos (<i>Finite Element Method</i>)	36
BEM	Método dos Elementos de Contorno (<i>Boundary Element Method</i>).....	36
VAP	Prototipagem Acústica Virtual (<i>Virtual Acoustic Prototype</i>)	40
TPA	Análise de Caminhos de Transferência de Energia (<i>Transfer Path Analysis</i>).....	40
CSM	<i>Complex Stiffness Method</i>	44
VCC	Compressor de Capacidade Variável (<i>Variable Capacity Compressor</i>)	48
NPS	Nível de Pressão Sonora.....	51
CAD	Desenho assistido por computador(<i>Computer-aided design.</i>)	59

LISTA DE SÍMBOLOS

l_t	Comprimento total dos tubos do condensador	41
f_n	Frequência fundamental	41
c	Velocidade de propagação do som no ar	41
l_h	Comprimento da seção horizontal do condensador	41
λ	Comprimento de onda	42
ϕ	Diâmetro da seção transversal	42
ω	Frequência angular	44
$r(\omega)$	Espectro de Fourier da resposta global no ponto receptor ..	44
$R_j(\omega)$	Espectro da resposta no receptor	44
$S_j(\omega)$	Espectro da força ou velocidade de volume	44
f_j	Força operacional no caminho j	44
$K(\omega)$	Rigidez complexa	44
$x_r(\omega)$	Deslocamento operacional no receptor	44
$x_s(\omega)$	Deslocamento operacional na fonte	44
P	Vetor com medidas de pressão sonora	46
\ddot{X}	Matriz de acelerações	46
H	Vetor de transferência	46
rpm	Rotações por minuto	49
dB	Decibel	51
M_1	Ruído mensurado pelo microfone	54
P_1	Pressão medida na entrada do condensador	54
P_2	Pressão medida na saída do condensador	54
H_{exp}	Função de transferência experimental ruído-pulsação	56
F_i	Força aplicada através do ponto de contato i	56
bH_i	Função de transferência ruído-força no contato i	56
F_{in}	Força aplicada pelo fluido na entrada do condensador	62
a_i	Aceleração das massas concentradas representando os con- tatos entre condensador e gabinete	62
A_i	Acelerância de transferência	62
m_{mc}	Massa concentrada utilizada na simulação	62
A_{duto}	Área da seção transversal do duto do condensador	62
aH_i	Função de transferência pulsação-força no contato i	62

U_1	Velocidade de partícula na entrada do condensador	67
ρ_0	Densidade do ar	67
H_{hib}	Função de transferência ruído-pulsação híbrida	80
V_{ciclo}	Volume de deslocamento de fluido por ciclo	97
d_{max}	Deslocamento máximo do <i>Shaker</i>	97
A_c	Área da seção transversal interna do cilindro	97
f	Número de ciclos do pistão por segundo	98

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	OBJETIVO	26
1.1.1	Objetivos Específicos	26
1.2	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	27
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	29
2.1	SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICO	29
2.1.1	Ciclo de refrigeração	29
2.1.2	Compressores de deslocamento positivo	30
2.1.3	Válvulas automáticas e a pulsação	31
2.1.4	Fontes de ruído	34
2.1.4.1	Ruído devido à pulsação	36
2.1.4.2	Influência do condensador sobre o ruído do gabinete	36
2.1.5	Critério acústico para pulsação	38
2.2	MÉTODOS PARA ESTUDO DE CAMINHOS DE TRANSMISSÃO DE ENERGIA VIBRATÓRIA	40
2.2.1	Método analítico	41
2.2.2	Método experimental via VAP	42
2.2.3	Método experimental via TPA	43
2.2.3.1	Método TPA	43
2.2.3.2	Método TPA Operacional	45
3	PROCEDIMENTO METODOLÓGICO	47
3.1	BANCADA DE PULSAÇÃO	48
3.1.1	Compressor	48
3.1.2	Válvula de controle de intensidade de pulsação	51
3.1.3	Isolamento do Caminho de Transmissão	53
3.2	MEDIÇÃO DO RUÍDO CAUSADO PELA PULSAÇÃO	54
3.3	MEDIÇÃO DO RUÍDO DEVIDO A FORÇAS DE CONTATO ENTRE CONDENSADOR E GABINETE	56
4	ANÁLISE NUMÉRICA DO CONDENSADOR	59
4.1	MODELO ESTRUTURAL DO CONDENSADOR	59
4.1.1	Modos de vibração	61
4.1.2	Análise estrutural harmônica	62
4.2	ANÁLISE VIBROACÚSTICA	65
4.2.1	Modelo acústico	65
4.2.2	Modelo acoplado	67
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS	71
5.1	PULSAÇÃO E RUÍDO NO REFRIGERADOR	71

5.1.1	Pulsção no interior do condensador	71
5.1.2	Ruído causado por pulsção	73
5.2	RESPOSTA DO GABINETE ÀS FORÇAS CONCEN- TRADAS	77
5.3	COMPARAÇÃO ENTRE EXPERIMENTOS	79
6	CONCLUSÕES	83
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	84
REFERÊNCIAS		87
APÊNDICE A – Potência Sonora pelo Método da Comparação		91
APÊNDICE B – Pulsção gerada por vibrador eletrodinâmico		95

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração estão presentes na vida da maioria dos habitantes do planeta. A conservação dos alimentos em refrigeradores e congeladores possibilitou a distribuição de produtos perecíveis a longas distâncias, inclusive através dos continentes. A retirada de calor dos ambientes refrigerados por sistemas de ar-condicionado contribui para o conforto térmico em regiões quentes, tornando desertos inóspitos em metrópoles do futuro, por exemplo, as modernas cidades dos Emirados Árabes Unidos. A indústria da refrigeração movimenta bilhões de dólares todos os anos. Parte desta quantia é reinvestida em pesquisa e desenvolvimento de produtos cada vez menores, que consomem menos energia elétrica e são mais silenciosos. Segundo a Whirpool Latin America, fabricante das marcas Brastemp e Consul, a cada ciclo de dez anos, os produtos desenvolvidos pela empresa economizam de 40% a 50% de energia em relação à geração anterior de aparelhos. (CARVALHO, 2008)

Os sistemas domésticos comumente produzidos são condicionadores de ar, refrigeradores e congeladores (*freezers*). Através de seu uso, o calor é retirado de um ambiente controlado e conduzido para fora da edificação a ser climatizada ou para o exterior de um gabinete de refrigeração ou congelamento. As pequenas residências atuais aproximaram os eletrodomésticos de refrigeração dos ouvidos dos moradores, tornando a redução de ruído uma meta para os fabricantes que buscam manter ou expandir seus mercados. Outrossim, os limites de emissão sonora existentes em normas técnicas mais rigorosas impedem certos produtos de avançar em mercados mais refinados como o Europeu. (CARVALHO, 2008), (CELIK; NSOFOR, 2011)

Em sistemas de refrigeração típicos o compressor é a principal fonte de ruído, ora pela sua radiação sonora direta ora por transmitir energia vibratória ao sistema de refrigeração, transformando este último em fonte passiva de ruído. As formas pelas quais esta energia propaga-se são via estrutura, através da base de fixação do compressor e pelas conexões com os tubos de sucção e descarga, e via pulsação no fluido refrigerante.

A pulsação do fluido refrigerante é gerada no compressor de deslocamento positivo nos sistemas de sucção e descarga, onde a dinâmica de abertura e fechamento das válvulas causa variações instantâneas na pressão do fluido. Essas são transmitida na forma de ondas de pressão para as estruturas adjacentes, da sucção para o evaporador e da des-

carga para o condensador, tornando tais estruturas fontes de ruído.

Diversos trabalhos já foram desenvolvidos visando à redução da pulsação pelo aperfeiçoamento do projeto do compressor, seja em melhoramentos nas características das válvulas ou nos silenciadores internos ao compressor. Entretanto, compressores qualificados como de bom desempenho acústico em ensaios isolados, quando montados em sistemas de refrigeração usuais emitem energia sonora em níveis acima dos valores estabelecidos em projeto pelo fabricante do compressor.

1.1 OBJETIVO

Este trabalho avalia quantitativamente a influência da pulsação de descarga sobre o ruído total produzido por um gabinete de refrigeração que tem seu compressor ativo isolado em sala externa à câmara reverberante onde as medições são realizadas. O objetivo é estudar um critério de projeto acústico baseado no efeito da interação da pulsação do fluido refrigerante sobre o ruído total do sistema de refrigeração. Com esse novo critério, o fabricante do sistema de refrigeração poderá selecionar compressores que tornem seus refrigeradores menos ruidosos.

1.1.1 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos estão relacionados com a construção da metodologia a ser utilizada na investigação do ruído de refrigeradores devido à pulsação de fluido refrigerante. Esta metodologia envolve experimentos e modelos numéricos do condensador. As etapas propostas são:

- a) construir uma bancada de testes que produza pulsação de fluido e seja conectada a sistemas de refrigeração;
- b) conectar a bancada de testes a um sistema de refrigeração posicionado em câmara reverberante e calcular o nível de potência sonora do ruído irradiado pelo refrigerador causado pela pulsação;
- c) relacionar o ruído do gabinete com as forças aplicadas nos pontos de contato deste com o condensador utilizando um vibrador eletrodinâmico e o gabinete do sistema de refrigeração (sem o condensador) em câmara reverberante;
- d) desenvolver um modelo numérico do condensador engastado em quatro pontos e calcular os modos de vibração, o campo acústico interno

e as forças aplicadas pelo condensador sobre o gabinete devido à pulsação do fluido;

- e) analisar os resultados dos experimentos e modelos em conjunto e concluir sobre a metodologia apresentada.

1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O Capítulo 2 faz uma revisão bibliográfica dos princípios básicos do funcionamento de compressores de deslocamento positivo, dos sistemas de refrigeração e descreve suas fontes principais de vibração e ruído, apresentando espectros de ruído típicos e contextualizando com outros trabalhos realizados. Por fim, são apresentados alguns métodos existentes que são alternativos à metodologia desenvolvida neste trabalho.

A bancada de pulsação desenvolvida para este trabalho é descrita no Capítulo 3. Na sequência são descritos os experimentos que contemplam a metodologia de estudo do ruído devido à pulsação.

O Capítulo 4 apresenta um modelo numérico estrutural do condensador, incluindo alguns de seus modos de vibração. Em seguida, é feito o modelo acústico interno do condensador. Por fim, é realizada uma análise vibro-acústica do condensador onde se obtém o valor das forças transmitidas do condensador ao gabinete do sistema de refrigeração quando o primeiro é submetido à pulsação de fluido em seu interior.

No Capítulo 5 têm-se as curvas experimentais de potência sonora radiada pelo gabinete para entrada de pulsação no condensador. São apresentados os resultados do ensaio onde o gabinete é excitado por forças nas posições de contato com o condensador. Esta função resposta em frequência é combinada ao resultado numérico da análise vibro-acústica formando uma segunda relação ruído-pulsação. Os dois resultados que relacionam o ruído à pulsação são analisados em conjunto.

O Capítulo 6 apresenta as considerações finais sobre este trabalho, concluindo sobre os resultados, suas implicações práticas e limitações. Ao final são listadas sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo são apresentados os princípios básicos dos sistemas de refrigeração incluindo o ciclo de refrigeração, compressores de deslocamento positivo e suas válvulas automáticas. É apresentada uma revisão bibliográfica sobre ruído em refrigeradores, incluindo as fontes de ruído e a resposta gerada no gabinete do sistema de refrigeração às excitações aplicadas pelo condensador. O capítulo se encerra descrevendo métodos de identificação de caminhos de transmissão da energia vibratória, fundamento para os experimentos realizados.

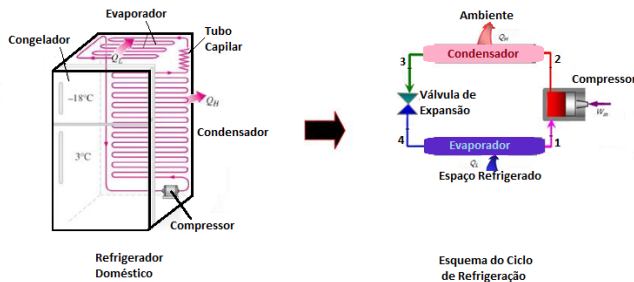
2.1 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DOMÉSTICO

Os sistemas de refrigeração doméstico compreendem aparelhos de ar-condicionado, freezer e refrigeradores domésticos. Esses equipamentos utilizam a energia de um compressor para retirar calor de um ambiente e rejeitá-lo em outro, realizando ciclos de refrigeração.

2.1.1 Ciclo de refrigeração

A Figura 1 esquematiza o ciclo de refrigeração de um refrigerador doméstico que utiliza compressão mecânica do vapor.

Figura 1: Esquema do ciclo de refrigeração.



Fonte: Deschamps (2009a).

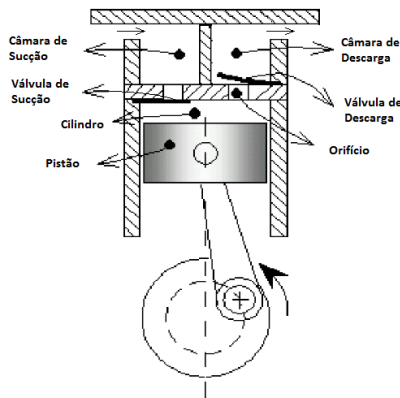
O compressor admite o fluido refrigerante à baixa pressão sob a

forma de vapor superaquecido proveniente do evaporador e o descarrega no condensador a uma pressão mais alta. No condensador, o gás tem sua temperatura reduzida e condensa, liberando a soma do calor absorvido no evaporador com o trabalho recebido na compressão. Sob a forma de líquido, o fluido refrigerante passa pelo dispositivo de expansão, cuja função é reduzir a pressão do fluido até seu valor de vaporização. Essa redução de pressão permite a evaporação do refrigerante a uma temperatura mais baixa que a temperatura da condensação, absorvendo calor do ambiente a ser refrigerado. (MATOS, 2002)

2.1.2 Compressores de deslocamento positivo

Os compressores de deslocamento positivo, atualmente os mais utilizados na indústria de refrigeração, possuem válvulas automáticas que abrem e fecham por diferencial de pressão entre a câmara de compressão do cilindro e as câmaras de sucção e descarga. Esse tipo de compressor está esquematizado na Figura 2.

Figura 2: Esquema de um compressor de deslocamento positivo.



Fonte: Deschamps (2009b).

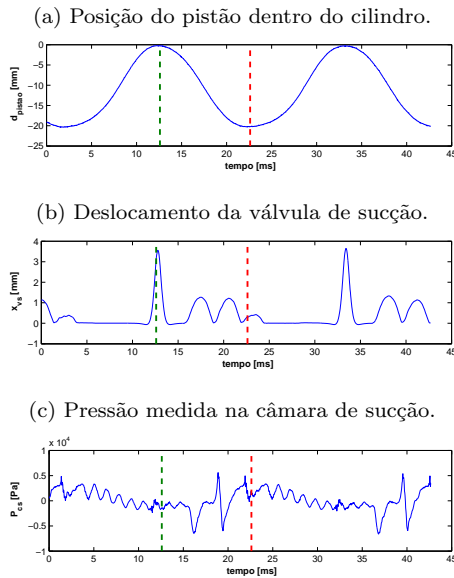
Durante o recuo do pistão, a pressão do fluido refrigerante no interior do cilindro é menor que aquela na câmara de sucção forçando a abertura da válvula de sucção para dentro do cilindro e, consequentemente, a admissão do fluido refrigerante. Com o avanço do pistão, logo

ocorre o fechamento da válvula de sucção e a pressão do fluido dentro do cilindro aumenta gradativamente. O fluido aprisionado no cilindro será comprimido até que sua pressão exerça força suficiente para abrir a válvula de descarga, que até então se manteve fechada devido à existência de uma pré-carga somada à força exercida pela pressão do fluido na câmara de descarga. O fluido é descarregado através do orifício para a câmara de descarga. O sistema de sucção do compressor está ligado à saída do evaporador e o sistema de descarga ao condensador do refrigerador

2.1.3 Válvulas automáticas e a pulsação

As válvulas de sucção e descarga do compressor são automáticas, ou seja, abrem e fecham por diferencial de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e descarga do compressor. A Figura 3 apresenta a dinâmica da válvula de sucção durante alguns ciclos de um compressor de deslocamento positivo.

Figura 3: Dinâmica da válvula de sucção típica.

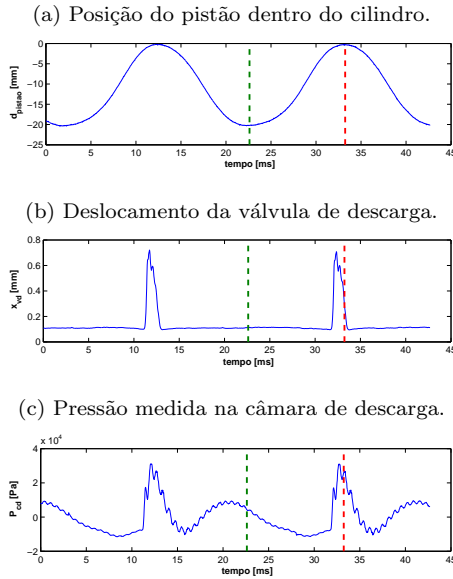


Fonte: dados fornecidos pela Embraco.

No intervalo de tempo compreendido entre a reta vertical verde e a vermelha, o pistão está recuando de sua posição máxima para a mínima dentro do cilindro (Figura 3a). O fluido proveniente da câmara de sucção é admitido no cilindro através desta válvula, cuja abertura (Figura 3b) acontece com oscilações. Esta dinâmica ocasiona flutuações na pressão do fluido refrigerante dentro da câmara de sucção (Figura 3c) e estas se propagam para o evaporador do sistema de refrigeração por meio de ondas de pressão.

A Figura 4 apresenta a dinâmica da válvula de descarga durante alguns ciclos de um compressor de deslocamento positivo.

Figura 4: Dinâmica da válvula de descarga típica.



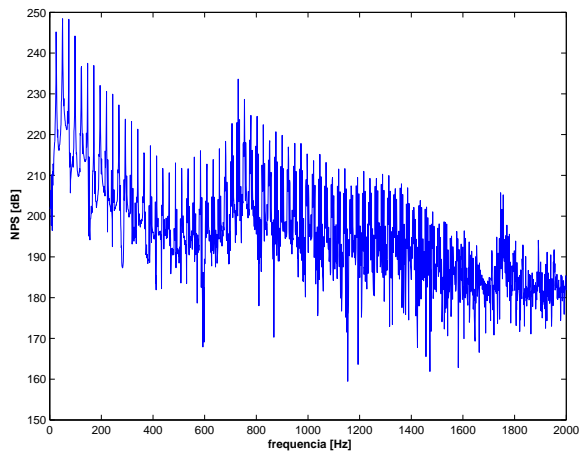
Fonte: dados fornecidos pela Embraco.

No intervalo de tempo compreendido entre a reta vertical verde e a vermelha, o pistão está avançando de sua posição mínima para a máxima (Figura 4a), comprimindo o fluido refrigerante dentro do cilindro. A válvula de descarga apresenta um deslocamento do tipo impulsivo, abrindo e fechando rapidamente como mostrado na Figura 4b. No momento que esta válvula se abre, o fluido refrigerante é bombeado para o sistema de descarga e sua pressão medida na tampa do

cilindro atinge picos cujos valores são mais intensos que aqueles apresentados na sucção. Em torno de 2 ms após sua abertura, a válvula de descarga já está novamente fechada. A pulsação de fluido refrigerante criada pela dinâmica impulsiva é transmitida juntamente com o fluido para o condensador do sistema de refrigeração.

Através da Transformada Rápida de Fourier (FFT) do sinal de pressão medido na válvula de descarga apresentado na Figura 4c, obtém-se o nível de pressão sonora da pulsação produzido no interior da câmara de descarga de um compressor típico conforme apresenta a Figura 5.

Figura 5: Pressão no domínio da frequência de uma válvula de descarga típica.



Fonte: dados fornecidos pela Embraco.

Alguns trabalhos publicados discutem alterações na dinâmica das válvulas automáticas para reduzir o problema da pulsação. Utilizando a técnica de expansão modal, Song e Soedel (1998) mostra que quanto maior for o tempo de fechamento das válvulas no compressor, maior será a atenuação da amplitude de pulsação. Simulações apresentadas em Neto (2011) mostram que ao aplicar controle na abertura e fechamento da válvula de sucção é possível atenuar os níveis de pulsação na câmara de sucção em até 10 dB.

2.1.4 Fontes de ruído

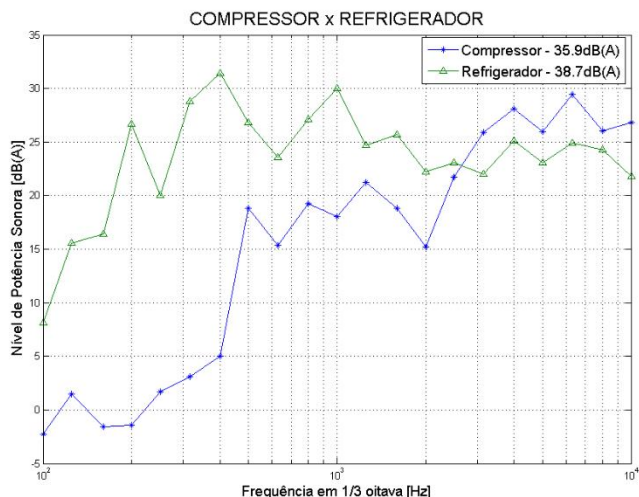
Os compressores e ventiladores são as principais fontes de ruído em refrigeradores segundo Sato, You e Jeon (2007). As causas dos ruídos considerados próprios ao funcionamento de um refrigerador são listadas por Carvalho (2008) como segue:

- carcaça do compressor: radiação direta responsável por uma parcela expressiva do ruído global do refrigerador em funcionamento, tendo como característica fundamental o fato de possuir a maior parte de sua energia acústica distribuída nas altas frequências acima de 2 kHz;
- sistema de ventilação: ruído indireto de vibrações transmitidas pelos pontos de fixação do sistema (quando existente) ao gabinete e também pela turbulência gerada no escoamento de ar dentro do refrigerador;
- expansão de gás: radiação direta e indireta característica da vibração do gabinete promovida pela expansão do gás no circuito de refrigeração;
- tubos vibrantes: radiação direta e indireta provocada por vibrações transmitidas ao gabinete do refrigerador através dos tubos de sucção e descarga;
- base vibrante: ruído indireto de vibrações transmitidas ao gabinete do refrigerador através da placa-base do compressor;
- escoamento bifásico no evaporador: radiação direta e indireta gerada pela vibração do escoamento turbulento presente na região do evaporador.

A Figura 6 apresenta o nível de potência sonora (em bandas de terço de oitava) de um compressor isolado e de um refrigerador típico sem ventilador.

O compressor irradia ruído para o ambiente e transmite energia vibratória ao gabinete do sistema de refrigeração, via estrutura e via pulsação do fluido refrigerante, fazendo com que o gabinete também irradie ruído. Analisando a Figura 6 observa-se que em frequências acima de 2 kHz predomina a radiação sonora direta do compressor. Abaixo desta frequência aparece a influência das fontes secundárias de ruído que são excitadas pela energia vibratória emitida pelo compressor.

Figura 6: Nível de potência sonora de um refrigerador típico e compressor, avaliado em banda de terço de oitava.



Fonte: fornecido pela Embraco e Multibrás.

Ainda em Carvalho (2008) são quantificados experimentalmente os três caminhos estruturais por onde ocorre transmissão de energia vibroacústica, sejam eles:

- tubo de descarga;
- tubo de sucção;
- placa base que suporta o compressor.

O procedimento experimental consistiu em isolar todos os caminhos listados, exceto um. Por exemplo, no ensaio para medir a contribuição do tubo de descarga, foram isolados a radiação direta do compressor, a vibração da placa base e do tubo de sucção, cobrindo-os com caixas de madeira. Dos resultados obtidos em seu experimento, pode-se concluir principalmente que:

- a radiação direta do compressor é a maior responsável pelo ruído nas médias e altas frequências (acima de 2 kHz);

- o conteúdo energético do espectro de ruído do refrigerador nas baixas frequências indicaria a necessidade de estudar a influência da pulsação do fluido refrigerante no condensador.

2.1.4.1 Ruído devido à pulsação

A influência da pulsação sobre o ruído em refrigeradores é tema em algumas referências. Os estudos de Lee, Park e Hur (2000) concentram-se em duas componentes de ruído cuja causa é a pulsação de fluido refrigerante: uma de baixa frequência (abaixo de 500 Hz) e outra de alta frequência (acima de 2 kHz). A proposta do trabalho destes autores foi reduzir o ruído de baixa frequência aumentando-se o número de silenciadores de descarga, o que ocasionou perda de eficiência do compressor. A componente de alta frequência do ruído mostrou-se bastante dependente da forma geométrica do silenciador, cujo projeto mal elaborado pode em alguns casos amplificar a pulsação.

Em Park et al. (2008) é investigada a influência da pulsação de descarga na geração de ruído na banda de 250 Hz em um refrigerador de médio porte. A principal conclusão deste trabalho é mostrar a possibilidade de reduzir a amplitude de pulsação ao diminuir o diâmetro e aumentar o comprimento do tubo que comunica a câmara de descarga ao silenciador de descarga do compressor.

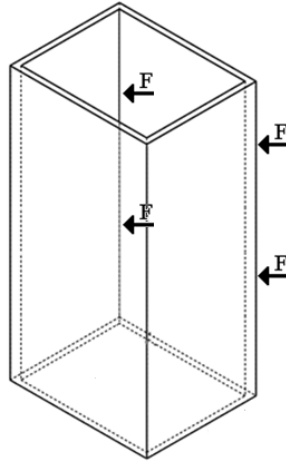
Um estudo sobre o ruído provocado pelo escoamento do fluido refrigerante através dos evaporadores de sistemas de refrigeração é apresentado em Celik e Nsofor (2011). Os resultados apresentados neste trabalho mostram grande parcela de ruído devido ao fluxo no intervalo de frequências entre 250 e 500 Hz.

2.1.4.2 Influência do condensador sobre o ruído do gabinete

A energia vibratória de pulsação do fluido refrigerante que atinge o condensador faz com este excite o gabinete do refrigerador através dos quatro pontos de fixação. Bringhenti (2012) apresenta um modelo numérico de um gabinete de refrigerador típico. Combinando o Método dos Elementos Finitos (FEM) e o Método dos Elementos de Contorno (BEM), este modelo simula a transmissão de forças do condensador ao gabinete conforme esquematiza a Figura 7.

Utilizando forças unitárias e em fase aplicadas nos quatro pontos de conexão do condensador no gabinete, chega-se à curva de potência

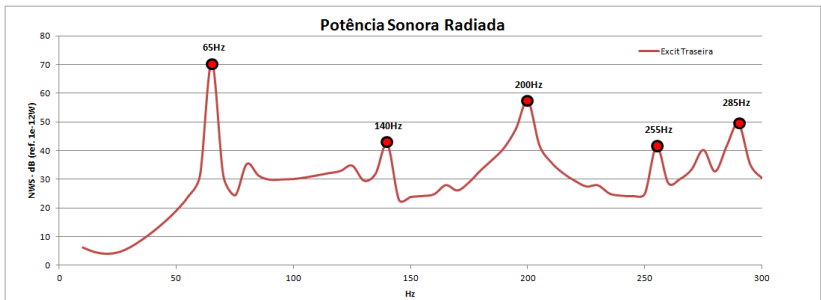
Figura 7: Esquema do gabinete do refrigerador com forças aplicadas nos pontos de fixação do condensador.



Fonte: Bringhenti (2012, p. 73).

sonora radiada pelo gabinete ilustrada na Figura 8. Destacam-se os picos em 65 Hz e 200 Hz.

Figura 8: Potência sonora radiada pelo modelo do gabinete.



Fonte: Bringhenti (2012, p. 73).

O modelo FEM foi validado em análise modal experimental e apresentou boa concordância até 300 Hz. A potência sonora radiada

do gabinete devido às forças aplicadas em sua parte traseira mostrou-se preponderante àquela devido excitação através da base, esta causada pelo compressor. Isso pode ser explicado pela menor rigidez do gabinete em sua parte traseira, onde as forças ali aplicadas conseguem excitar os modos responsáveis pelas vibrações de maior amplitude deste sistema.

A Figura 9 ilustra duas distribuições de pressão sonora ao redor do gabinete do refrigerador em superfícies esféricas de 1 m de raio para excitações cujas frequências são 65 Hz e 200 Hz. A parte traseira e as laterais do gabinete são as regiões que mais influenciam na distribuição espacial da energia sonora conforme apresentado nas Figuras 9a e 9b.

A Figura 10 apresenta uma fotografia do condensador típico utilizado neste trabalho. Composto por um tubo de aço de aproximadamente 11,5 m de comprimento possuindo 19 seções horizontais de 0,60 m cada uma. Finas aletas longitudinais conectadas ao longo de todo o condensador tem a função de potencializar a transferência de calor do fluido refrigerante comprimido para o ambiente externo. O condensador é conectado ao sistema de refrigeração em quatro pontos de apoio.

2.1.5 Critério acústico para pulsação

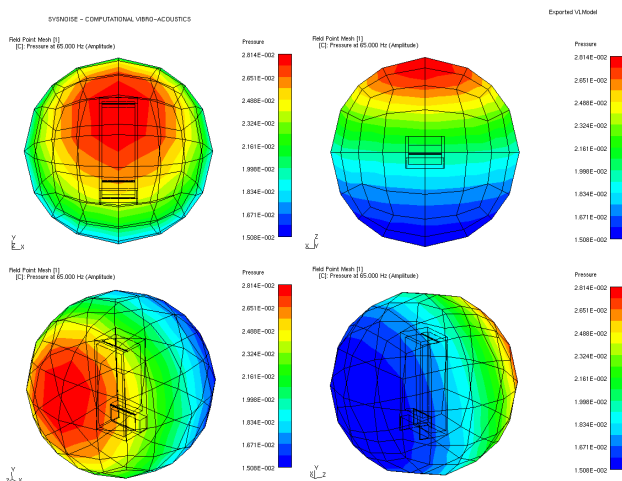
Os sistemas de sucção e descarga de compressores possuem silenciadores, os *mufflers* de sucção e *mufflers* de descarga, que são dispositivos projetados para atenuar a pulsação do fluido refrigerante gerada dentro do cilindro dos compressores. A pulsação não é eliminada, mas atenuada em bandas de frequência específicas, normalmente aquelas que ultrapassam os limites dados por critérios de projeto.

Um exemplo de critério de projeto acústico relacionado à pulsação é apresentado na Figura 11. Para um compressor ser aprovado dentro deste critério a pulsação na linha de descarga do compressor não deve ultrapassar o nível de pressão sonora limite definido pela curva, cujo domínio se apresenta em bandas de frequência de terço de oitava. Tal critério foi concebido empiricamente na época em que os modelos de refrigeradores eram mais rígidos e pesados. Entretanto, os sistemas de refrigeração hoje utilizados apresentam menor massa, paredes mais finas e suas tubulações são curtas e rígidas comparados aos sistemas que foram testados a época da geração do critério apresentado na Figura 11.

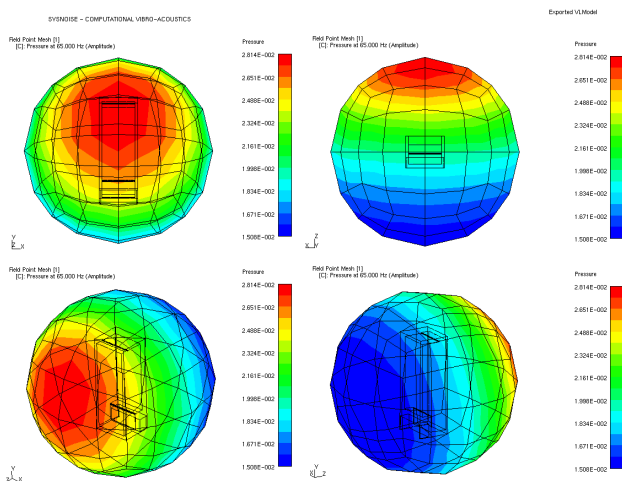
Nos projetos atuais, observa-se que a atenuação da energia vibratória através dos caminhos entre compressor e gabinete do refrigera-

Figura 9: Resposta acústica do gabinete do refrigerador.

(a) Frequência da excitação em 65 Hz.

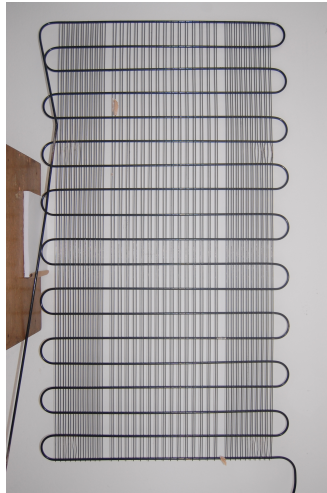


(b) Frequência da excitação em 200 Hz.



Fonte: Bringhenti (2012, p. 74).

Figura 10: Fotografia do condensador típico utilizado neste trabalho.



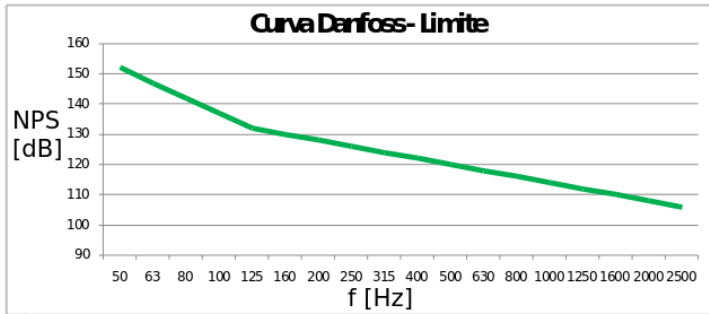
Fonte: do Autor.

dor é diferente para diversos modelos de sistema de refrigeração. Certos compressores seriam acusticamente apropriados para um refrigerador enquanto que para outros não. Nesse contexto esse trabalho faz um estudo sobre um novo critério de projeto acústico baseado no efeito da interação da pulsação do fluido refrigerante sobre o ruído total do sistema de refrigeração.

2.2 MÉTODOS PARA ESTUDO DE CAMINHOS DE TRANSMISSÃO DE ENERGIA VIBRATÓRIA

Esta seção descreve alguns métodos existentes para estudo dos caminhos de transmissão de energia vibratória do compressor para o sistema de refrigeração. São eles o método analítico e os métodos experimentais *Virtual Acoustic Prototype* (VAP), *Transfer Path Analysis* (TPA) e o TPA Operacional. A apresentação destes métodos é relevante para posicionar a metodologia desenvolvida neste trabalho junto a outras técnicas existentes.

Figura 11: Exemplo de critério acústico de projeto relacionado à pulsação de descarga de compressores.



Fonte: gráfico fornecido pela Embraco.

2.2.1 Método analítico

O método analítico consiste na aplicação da teoria de propagação sonora em dutos. Ondas sonoras geradas em dutos são continuamente refletidas pelas paredes guiando o som ao longo de seu caminho. Segundo Fahy (2000), são dois os principais efeitos causados pelo confinamento: a limitação da forma do campo sonoro que propagaria energia sonora a qualquer frequência; e o fluxo de potência sonora constante ao longo do duto de seção transversal uniforme. Sendo o comprimento total do tubo do condensador de aproximadamente $l_t = 11,5 \text{ m}$, a frequência f_n do modo acústico fundamental, onde meio comprimento de onda é acomodado, pode ser estimada por

$$f_n = \frac{c}{2l}, \quad (2.1)$$

onde $c = 343 \text{ m/s}$ é uma estimativa para a velocidade de propagação do som no interior. Assim $f_n \approx 15 \text{ Hz}$. As diversas curvas aplicadas na tubulação do condensador fazem com que existam reflexões das ondas sonoras criando ressonâncias acústicas dentro das seções horizontais do condensador cujo comprimento $l_h = 0,65 \text{ m}$. A frequência fundamental desse relaciona ao comprimento das seções horizontais da mesma forma mostrada na Equação 2.1, chegando ao valor de $f_n \approx 264 \text{ Hz}$ que é a frequência onde meio comprimento de onda é acomodado em cada seção horizontal do condensador.

Em frequências onde o comprimento de onda acústico λ é muito maior que o diâmetro ϕ da seção transversal do tubo, a energia sonora é transmitida na forma de ondas planas. A equação que relaciona a frequência máxima f_{max} ¹ com o diâmetro interno do tubo é dada por:

$$f_{max} = \frac{c}{10\phi}. \quad (2.2)$$

Os tubos do condensador possuem diâmetro médio $\phi = 3 \text{ mm}$. O espectro de frequências analisado não ultrapassa o valor dado por $f_{max} = 11,4 \text{ kHz}$.

Os dutos do condensador não são inteiramente uniformes mas, possuem curvas, junções, transições de áreas de seção transversal. Isto causa reflexão e difração do som tornando o campo sonoro complexo e inviabiliza a aplicação direta da formulação analítica.

2.2.2 Método experimental via VAP

O trabalho desenvolvido em Moorhouse (2005) utiliza *Virtual Acoustic Prototype* (VAP) para ouvir, via computador, o ruído que seria produzido por um sistema de refrigeração caso sua única fonte de ruído fosse a pulsação. O compressor é colocado em sala separada e conectado ao sistema de refrigeração através da parede por tubos com seções flexíveis desacoplando a transferência de energia vibratória via estrutura e isolando o ruído da vibração da carcaça do compressor. Dois sinais são medidos e analisados no domínio da frequência: a pressão relacionada à pulsação do fluido refrigerante e a pressão sonora do ruído produzido pelo sistema de refrigeração. A razão entre este segundo sinal pelo primeiro é a função de transferência. O VAP é viabilizado pela operação de convolução entre a função de transferência com qualquer sinal de pulsação que convier ao projetista, permitindo verificar em fases preliminares qual perfil de pulsação é adequado ao projeto acústico. A principal limitação deste trabalho é medir o ruído devido à pulsação de descarga e sucção, sem discriminá-las. Ademais, a existência de ruído de fluxo misturado ao ruído devido à pulsação introduz erros aos resultados.

¹Frequência abaixo da qual a simplificação em ondas planas é válida.

2.2.3 Método experimental via TPA

Tradicionalmente problemas de ruído e vibração são primeiramente analisados usando o Método de Análise Modal. Os modos de vibração são intrínsecos à estrutura; sustentam o movimento e carregam energia. Cada modo é associado a uma frequência e forma de vibração. Matematicamente, a resposta de uma estrutura pode ser expressa através da soma de contribuições dos seus modos de vibração. Com isso, engenheiros podem reduzir problemas de vibração e ruído focando nos modos dominantes, mudando frequências ou formas modais de vibração destes. Entretanto, em alguns casos existem muitos modos que contribuem de forma significativa tornando inviável rastrear e alterar tantos modos ao mesmo tempo. *Transfer Path Analysis* (TPA) foi desenvolvido como alternativa a Análise Modal para soluções de problemas de ruído e vibração que possuam muitos modos. Este método e sua variação operacional estão descritos a seguir.

2.2.3.1 Método TPA

Transfer Path Analysis (TPA) é uma ferramenta utilizada para a avaliação da contribuição dos diferentes caminhos de propagação de energia vibroacústica existentes entre uma ou mais fontes e um ou mais receptores, ligados entre si por um número n de conexões mecânicas (LMS-INTERNATIONAL, 2000), (LOHRMANN, 2008), (AUWERAER et al., 2007). Segundo Guan (2011), para definir estes caminhos deve-se levar em conta os seguintes fatores:

- os caminhos de transferência devem ser completos e contemplar todas as forças provenientes da fonte e transmitidas até o receptor;
- os caminhos de transferência tem significado físico podendo as respostas geradas por estes serem compreendidas e controladas.

A metodologia do TPA tradicional consiste em três etapas conforme citado em Carvalho (2008):

1. determinar funções de transferência associadas aos caminhos de transmissão j sob condições experimentais, sendo a fonte normalmente desconectada do sistema, entre o ponto de entrada da energia vibratória e o ponto onde é medida a resposta (acústica ou vibracional) àquela determinada excitação;

2. medir, ou obter indiretamente, através de métodos matemáticos de inversão de matrizes, os denominados esforços operacionais, representados por forças nos pontos de entrada da energia, obtidos com o sistema em análise na condição de funcionamento normal;
3. multiplicar a função de transferência descrita pelo item (1) pelos esforços operacionais descritos no item (2).

Desta forma, a resposta em termos de pressão sonora ou mesmo aceleração no ponto receptor durante as condições operacionais é obtida pela superposição dos resultados parciais que descrevem a contribuição dos caminhos de transferência individuais. A formulação matemática é dada pela equação:

$$r(\omega) = \sum_{j=1}^{N_{\text{caminhos}}} \frac{R(\omega)}{S_j(\omega)} \cdot S_j(\omega), \quad (2.3)$$

onde $r(\omega)$ é o espectro de Fourier da resposta global no ponto receptor, $\frac{R(\omega)}{S_j(\omega)}$ é a FRF entre a saída (receptor) e a entrada (força ou velocidade de volume) aplicada ao caminho de transferência j e $S_j(\omega)$ é a força ou velocidade de volume operacional no caminho de transferência j .

Porém, em virtude da grande dificuldade encontrada na medição direta dos esforços operacionais $S_j(\omega)$, adotam-se formas indiretas e estimadas de obtenção destes esforços, tais como o denominado *Complex Stiffness Method* (CSM), quando a fonte estiver fixada à estrutura via conexões que possuem sua rigidez complexa conhecida e os movimentos relativos entre o lado da fonte e do receptor bem definidos. Desta forma a força pode ser calculada através da seguinte equação:

$$f_j(\omega) = K(\omega) \cdot (x_s(\omega) - x_r(\omega)), \quad (2.4)$$

onde $f_j(\omega)$ é a força operacional no caminho j , $K(\omega)$ é a rigidez complexa como função da frequência, $x_r(\omega)$ é o deslocamento operacional no ponto de conexão do lado do receptor e $x_s(\omega)$ é o deslocamento operacional no ponto de conexão do lado da fonte.

A metodologia tradicional de TPA apresenta as seguintes limitações:

- necessidade de definir posições e direções de excitação na obtenção das funções de transferência;
- modificação da impedância real do sistema quando os transdutores de força são utilizados na medição direta das forças;

- diferenças entre as condições experimentais e operacionais;
- mudanças do acoplamento do sistema ao desconectá-lo da fonte de vibração;

2.2.3.2 Método TPA Operacional

Para superar as limitações do método TPA, surgiu uma nova metodologia denominada TPA operacional. Essa possui a grande vantagem de não exigir a obtenção de funções de transferências no sentido estrito do conceito, assim como as forças operacionais. A metodologia do TPA operacional busca a praticidade e robustez ao processar os dados e, conseqüentemente, faz uso de transdutores de aceleração para medir os sinais vibro-acústicos nos pontos de entrada, uma vez que estes transdutores requerem menos espaço para medição e podem ser facilmente fixados nos pontos requeridos, enquanto o sistema está em sua condição normal de funcionamento.

Desta forma, o TPA operacional consiste em duas etapas:

1. medir m valores de entrada (aceleração) e saída (aceleração ou pressão) em pontos adequadamente escolhidos, associados ao caminho de transmissão j sob condições experimentais, e sem a necessidade de desconectar a fonte da estrutura;
2. medir as chamadas respostas operacionais, representadas por acelerações nos pontos j de entrada da energia, obtidos com o sistema em análise na condição de funcionamento normal.

Esta sequência de medições permite formar m equações lineares, gerando matrizes contendo informações de aceleração potencialmente associados aos caminhos de transmissão e pressão sonora total medida num determinado ponto. Tais equações são representadas na forma matricial estendida:

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ \vdots \\ p_m \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{11} & \ddot{x}_{12} & \dots & \ddot{x}_{1n} \\ \ddot{x}_{21} & \ddot{x}_{22} & \dots & \ddot{x}_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{x}_{m1} & \ddot{x}_{m2} & \dots & \ddot{x}_{mn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} h_1 \\ \vdots \\ h_n \end{Bmatrix}, \quad (2.5)$$

ou na forma simplificada,

$$P = [\ddot{X}]H, \quad (2.6)$$

onde P é o vetor com as medidas de pressão sonora, $[\ddot{X}]$ é a matriz de acelerações e H é o vetor de transferência. Se o número de pontos de medição m for igual a quantidade de caminhos de transmissão n , a matriz de acelerações se torna quadrada e inversível, possibilitando a obtenção direta do vetor de transferência como segue:

$$H = [\ddot{X}]^{-1}P. \quad (2.7)$$

Os benefícios deste método frente ao TPA tradicional são listados abaixo:

- reduz-se o número de funções de transferência a serem obtidas e, conseqüentemente, as prováveis fontes de erro;
- as funções de transferência podem ser medidas em condições operacionais, contribuindo na obtenção das características reais de vibração;
- adaptabilidade, uma vez que a técnica pode ser aplicada utilizando somente transdutores para os sinais de entrada e saída e em função deste fato é possível mais facilmente aplicá-los levando em conta as características do equipamento a ser estudado, sem a necessidade de muito espaço.

A desvantagem deste método é que qualquer mudança na estrutura e ou caminhos inviabilizam a análise.

REFERÊNCIAS

AUWERAER, H. Van der et al. Transfer path analysis in the critical path of vehicle refinement: the role of fast, hybrid and operational path analysis. **SAE paper**, p. 01-2352, 2007.

BRINGHENTI, I. **Modelo vibroacústico do gabinete de um refrigerador**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

CARVALHO, R. S. **Métodos de Indentificação de Fontes de Ruído em um Refrigerador**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2008.

CELIK, S.; NSOFOR, E. C. Studies on the flow-induced noise at the evaporator of a refrigerating system. **Applied Thermal Engineering**, 2011.

DESCHAMPS, C. J. e. a. **Compressor Simulation**. [S.l.], 2009.

DESCHAMPS, C. J. e. a. **Vapor-Compression Refrigeration Cycle**. [S.l.], 2009.

FAHY, F. **Foundations of engineering acoustics**. [S.l.]: Academic Press, 2000.

GUAN, J. **Transfer Path Analysis & Noise and Vibration Diagnostics**. 2011. Disponível em: <<http://insider.altairhyperworks.com/articles/transfer-path-analysis>>.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 3741 - Acoustics - Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure - Precision methods for reverberation test rooms. Quarta edição, 2010.

LEE, H. K.; PARK, J. S.; HUR, K. B. The reduction of the noise/vibration generated by the discharge valve system in hermetic compressor for refrigerator. In: **International Compressor Engineering Conference**. [S.l.: s.n.], 2000.

LMS-INTERNATIONAL. **Transfer Path Analysis: The quantification and qualification of vibro-acoustic transfer paths**. 2000. Application notes.

LOHRMANN, M. Operational transfer path analysis: Comparison with conventional methods. **The Journal of the Acoustical Society of America**, Acoustical Society of America, v. 123, n. 5, p. 3534-3534, 2008.

MATOS, F. F. S. **Análise Numérica do Comportamento de Válvulas do tipo Palheta de Compressores Herméticos**. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

MOORHOUSE, A. Virtual acoustic prototypes: listening to machines that don't exist. In: **Proceedings of ACOUSTICS 2005**. [S.l.: s.n.], 2005.

NETO, G. M. **Desenvolvimento de um Sistema de Controle de Válvulas de Compressor**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2011.

PARK, J. et al. Reduction of the low frequency noise due to the discharge pressure pulsation of a reciprocating compressor. In: **International Compressor Engineering Conference**. [S.l.: s.n.], 2008.

SATO, S.; YOU, J.; JEON, J. Sound quality characteristics of refrigerator noise in real living environments with relation to psychoacoustical and autocorrelation function parameters. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. 122, p. 314, 2007.

SONG, H. J.; SOEDEL, W. Pulsation in liquid-gas mixtures. In: **International Compressor Engineering Conference**. [S.l.: s.n.], 1998.

APÊNDICE A – Potência Sonora pelo Método da Comparação

No cálculo de potência sonora pelo método da comparação é utilizada a fonte sonora de referência do tipo BK 4204, que cumpre os requisitos da norma INTERNATIONAL... (Quarta edição, 2010)¹. Esta fonte é constituída por um ventilador centrífugo acionado por um motor assíncrono, cujo rotor externo possui elevado momento de inércia garantindo rotação a velocidade constante. O intervalo de frequência coberto é de 100 Hz a 10 kHz, onde a potência acústica é sempre superior a 70 dB.

O uso da fonte sonora de referência está descrito em ISO 3741 como uma forma alternativa ao método direto de medição de potência sonora. Aplicada a campos reverberantes e semi-reverberantes, permite o cálculo de potência sonora sem a necessidade de medição do tempo de reverberação como ocorre no método direto. O método da comparação requer apenas a medição do nível de pressão sonora da fonte de referência e do equipamento cujo NWS é então dado por

$$NWS_{eq} = NPS_{ref} + NPS_{eq} - NWS_{ref}, \quad (A.1)$$

onde NWS_{eq} é o nível de potência sonora do equipamento em estudo, NPS_{ref} é o nível de potência sonora da fonte de referência, NPS_{eq} é o nível de potência sonora do equipamento em estudo e NWS_{ref} é o nível de potência sonora da fonte de referência, dada em catálogo.

A potência sonora em terço de oitava da fonte de referência BK 4204 é dada pela Tabela 3.

¹Norma acústica para determinação do nível de potência sonora em câmara reverberante utilizando o método da comparação com fonte de referência.

Tabela 3: NPS medido na câmara reverberante e NWS da fonte referência.

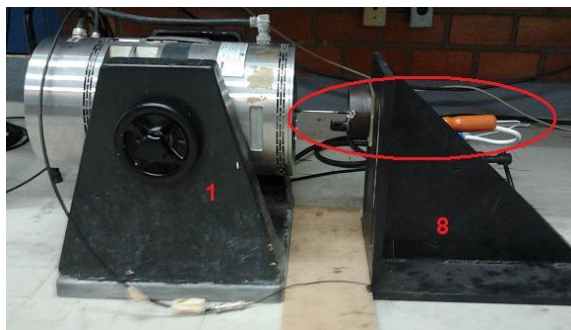
$f[Hz]$	$NPS_{ref}[dB]$	$NWS_{ref}[dB]$
100	75,1	77,9
125	71,7	79,5
160	73,4	19,3
200	73,7	19,7
250	77,0	80
315	76,4	80,7
400	76,9	19,8
500	77,1	80,3
630	78,5	80,5
800	81,6	83,9
1000	82,8	84,5
1250	83,9	85,6
1600	83,5	85,0
2000	82,8	84,7
2500	80,7	82,9
3150	78,6	82,3
4000	77,7	82,4
5000	75,5	82,0

Fonte: NPS medido pelo autor e NWS retirado de catálogo da fonte sonora BK 4204.

APÊNDICE B – Pulsação gerada por vibrador eletrodinâmico

Entre outros fatores, este projeto alternativo foi deixado em segundo plano devido à dificuldade em se atingir níveis de pressão sonora compatíveis aos valores criados pelo compressor em operação. Todavia, foram obtidos resultados interessantes que complementam as análises realizadas com a bancada de pulsação apresentada no Capítulo 3. Este anexo traz o projeto e resultados da bancada de pulsação acionada por vibrador eletrodinâmico (*Shaker*). A Figura 47 apresenta uma fotografia deste experimento que passa a ser nomeado a partir de agora como Bancada Alternativa. Os itens dentro do círculo vermelho são detalhados na Figura 48.

Figura 47: Fotografia da Bancada Alternativa onde a pulsação é gerada por um vibrador eletrodinâmico.



Fonte: do Autor.

Os elementos destacados nas Figuras 47 e 48 estão listados como segue:

- 1) *Shaker*: vibrador eletrodinâmico que realiza deslocamento linear com frequência controlável pelo sinal de acionamento.
- 2) *Stinger*: fusível mecânico utilizado para transmitir movimento do *Shaker* para o pistão ao mesmo tempo que protege o primeiro em caso de desalinhamento ou travamento do pistão dentro do cilindro.
- 3) Pistão: usinado em nylon, possui diâmetro externo de 28.1 mm e comprimento de 13 mm. Ao avançar e recuar dentro do cilindro, o pistão cria uma onda sonora com frequência fundamental igual àquela do sinal de alimentação aplicado ao *Shaker*.

Figura 48: Elementos do sistema pistão-cilindro.



Fonte: do Autor.

- 4) Cilindro: usinado em aço 1040, possui diâmetro interno de 28.1 mm e comprimento de 36 mm.
- 5) Restrição: placa de acrílico transparente com furo central de 6 mm para fixação do tubo de transmissão de pulsação. Tem como função restringir o fluxo do fluido e também permitir a visualização da câmara de compressão.
- 6) Tubo de transmissão de pulsação: tubo de cobre, com diâmetro externo 6 mm e interno de 3 mm, utilizado para transmitir o fluido pulsante para o sistema de refrigeração.
- 7) Sensor de pressão: alojado na extremidade final do tubo de transmissão de pulsação.
- 8) Base de fixação do sistema de pulsação: possui a função de sustentar todos os elementos, alinhando-os ao *Shaker* e adicionar massa e rigidez estrutural reduzindo o ruído de medição causado pelas vibrações.

O vibrador eletrodinâmico desloca o pistão na forma ditada pelo sinal elétrico criado pela fonte de acionamento. Este sinal pode ser uma onda sinusoidal de frequência 20 Hz, por exemplo. Neste caso o pistão realizará 20 avanços e recuos a cada segundo.

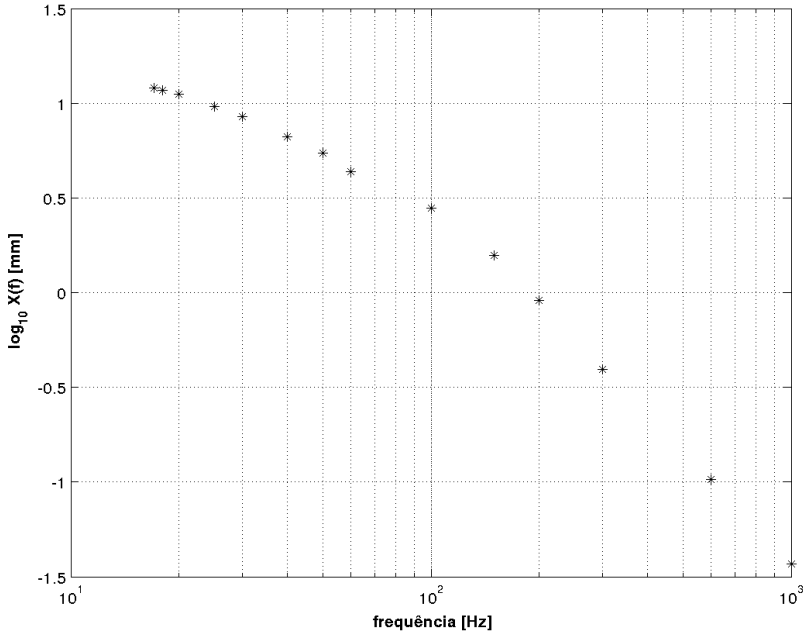
B.1 ANÁLISE DO VOLUME DESLOCADO PELA BANCADA ALTERNATIVA

O volume de fluido deslocado por ciclo V_{ciclo} é dado por

$$V_{ciclo} = d_{max} \cdot A_c, \quad (B.1)$$

onde d_{max} é o deslocamento máximo do pistão multiplicado pela área da seção transversal interna A_c do cilindro. A Figura 49 apresenta o logaritmo do deslocamento máximo do pistão em milímetros para diversos valores de frequência de acionamento.

Figura 49: Deslocamento máximo pico a pico do pistão em função da frequência de acionamento do vibrador eletrodinâmico.



Fonte: do Autor.

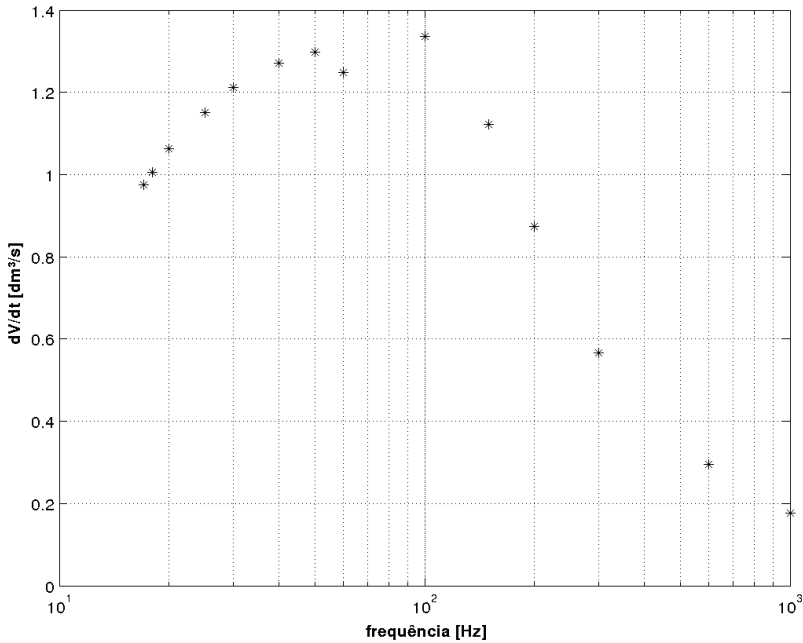
Quanto mais rápido se move o pistão, menor o seu deslocamento máximo e por conseguinte menor o volume comprimido do fluido por ciclo como mostrado na Equação B.1. A taxa de deslocamento de fluido

dV/dt pode ser escrita como

$$dV/dt = V_{ciclo} \cdot f, \quad (B.2)$$

onde f é o número de ciclos realizados a cada segundo. A Figura 50 apresenta o gráfico da taxa de deslocamento de fluido (dV/dt) em função da frequência da onda sinusoidal aplicada ao vibrador eletrodinâmico. A 100 Hz, ocorre o maior deslocamento volumétrico específico. No caso o pistão desloca um volume aproximado de $1,3 \text{ dm}^3$ de ar a cada segundo.

Figura 50: Vazão de fluido obtida pela Bancada Alternativa.

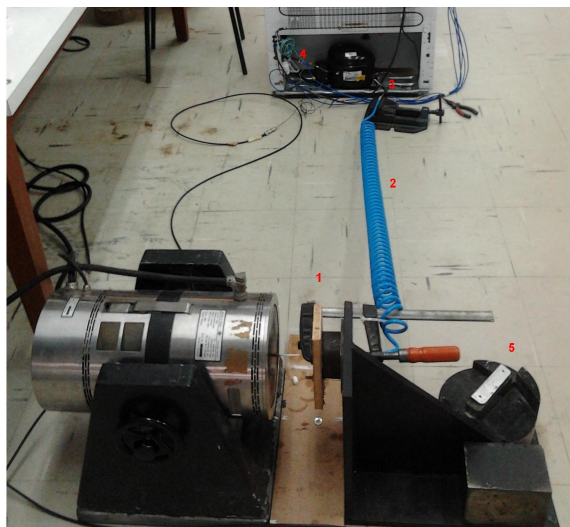


Fonte: do Autor.

A Figura 51 é a fotografia da Bancada Alternativa conectada ao condensador do sistema de refrigeração. Os itens numerados são:

- 1) vibrador eletrodinâmico e sistema pistão-cilindro;
- 2) tubo flexível para conduzir pulsação e filtrar ruído estrutural;

Figura 51: Vibrador eletrodinâmico conectado ao condensador do refrigerador.



Fonte: do Autor.

- 3) sensor de pressão adaptado na entrada do condensador;
- 4) sensor de pressão adaptado na saída do condensador;
- 5) massa adicional para reduzir a vibração.

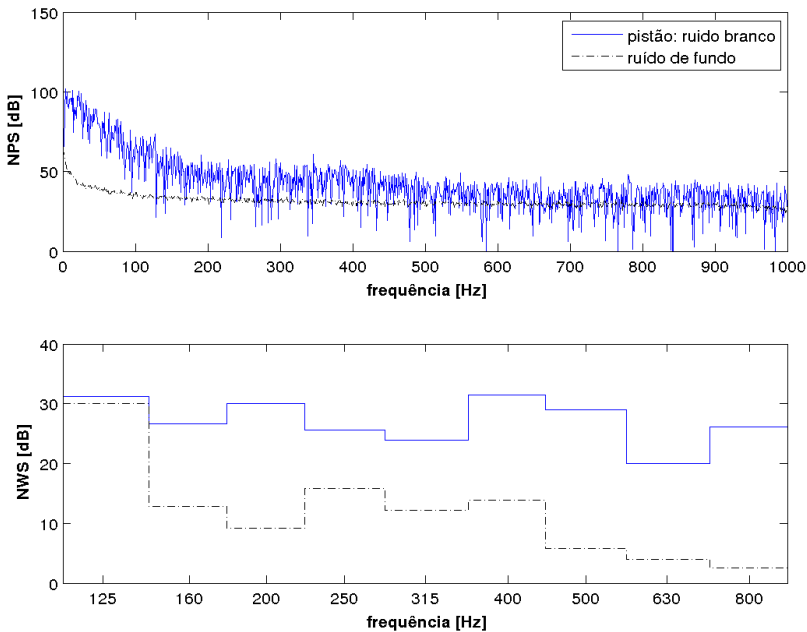
A seguir, serão apresentados os resultados de pulsação na entrada do condensador, ruído medido em câmara reverberante e esboço das curvas função resposta em frequência que relacionam os dois resultados anteriores. Para simplificar as análises, apenas três sinais foram selecionados para serem aplicados nos ensaios:

- I. **ruído branco** devido a sua energia melhor espalhada no domínio da frequência;
- II. **seno de 60 Hz** por ser a frequência da rede elétrica no Brasil;
- III. **seno de 100 Hz** por ser o valor que gerou o maior deslocamento volumétrico específico do fluido no sistema pistão-cilindro na Figura 50.

B.2 ENSAIO 1: SINAL TIPO RUÍDO BRANCO

A Figura 52 apresenta os resultados de pulsação e ruído para o *Shaker* acionado por um ruído branco. O gráfico da Figura 52 apresenta a pulsação medida na entrada do condensador do sistema de refrigeração. Observa-se que não há picos proeminentes por não haver harmônicos principais no sinal do *Shaker*, que é mais próximo de um sinal constante no domínio da frequência. A pulsação do fluido em baixa frequência é aproximadamente 50 dB acima do ruído de fundo do sensor, porém esta diferença decresce gradativamente onde ocorre grande aproximação das curvas em torno de 500 Hz.

Figura 52: Nível de pressão sonora da pulsação e nível de potência sonora do ruído para pistão acionado por ruído branco.



Fonte: do Autor.

O segundo gráfico na Figura 52 é o nível de potência sonora do ruído produzido pelo refrigerador posicionado dentro da câmara rever-

berante e cuja única fonte de energia é o fluido pulsante enviado pela Bancada Alternativa. Com excessão da banda de 125 Hz, todas as outras bandas possuem o ruído de 10-25 dB acima do ruído de fundo medido pelos microfones.

B.3 ENSAIO 2: SINAL SINUSOIDAL DE 60 HZ

A Figura 53 apresenta os resultados de pulsação e ruído para o *Shaker* acionado por uma senóide de 60 Hz. O gráfico na Figura 53 apresenta a pulsação medida na entrada do condensador do sistema de refrigeração. Observam-se picos proeminentes com destaque para o segundo harmônico (120 Hz). Nesta frequência a pulsação do fluido é aproximadamente 80 dB acima do ruído de fundo do sensor, porém os valores médios são bem mais próximos; em baixas frequências o espaçamento está entre 10-20 dB, e a média do sinal vai convergindo rapidamente para valores mais próximos a média do ruído de fundo.

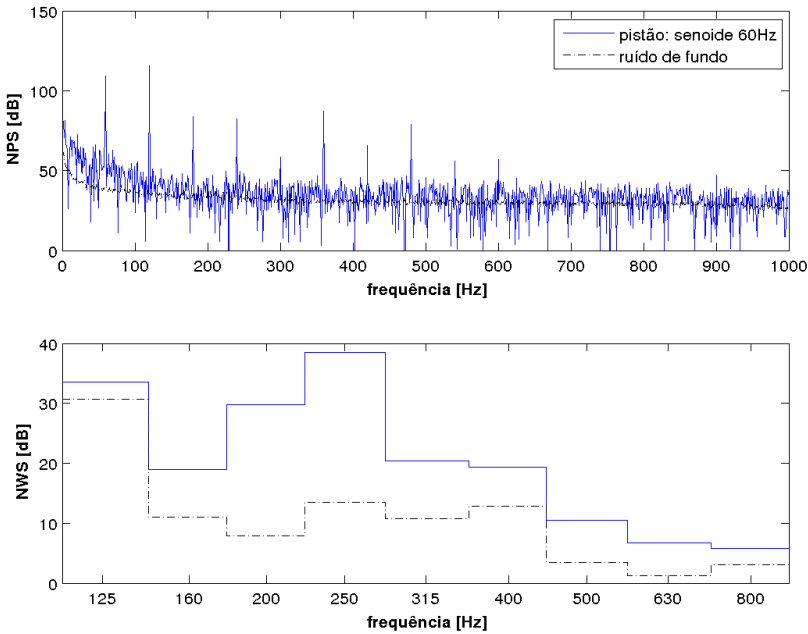
O segundo gráfico na Figura 53 é o nível de potência sonora do ruído produzido pelo refrigerador posicionado dentro da câmara reverberante e cuja única fonte de energia é o fluido pulsante enviado pela Bancada Alternativa. Destaca-se o NWS do ruído 25 dB acima do ruído de fundo na banda de 250 Hz.

B.4 ENSAIO 3: SINAL SINUSOIDAL DE 100 HZ

A Figura 54 apresenta os resultados de pulsação e ruído para o *Shaker* acionado por uma senóide de 100 Hz. O gráfico na Figura 54 apresenta a pulsação medida na entrada do condensador do sistema de refrigeração. Observam-se picos proeminentes com destaque para o segundo harmônico (120 Hz). Nesta frequência a pulsação do fluido é aproximadamente 75 dB acima do ruído de fundo do sensor, porém os valores médios são bem mais próximos; em baixas frequências estão entre 10-20 dB, convergindo rapidamente para valores próximos a média do ruído de fundo.

O segundo gráfico na Figura 54 é o nível de potência sonora do ruído produzido pelo refrigerador posicionado dentro da câmara reverberante e cuja única fonte de energia é o fluido pulsante enviado pela Bancada Alternativa. Os valores de ruído estão mais próximos do sinal de ruído de fundo comparado ao caso da senoide de 60 Hz. Destaca-se aqui o NWS do ruído 20 dB acima do ruído de fundo na banda de 200

Figura 53: Nível de pressão sonora da pulsação e nível de potência sonora do ruído para pistão acionado por senoide 60 Hz.



Fonte: do Autor.

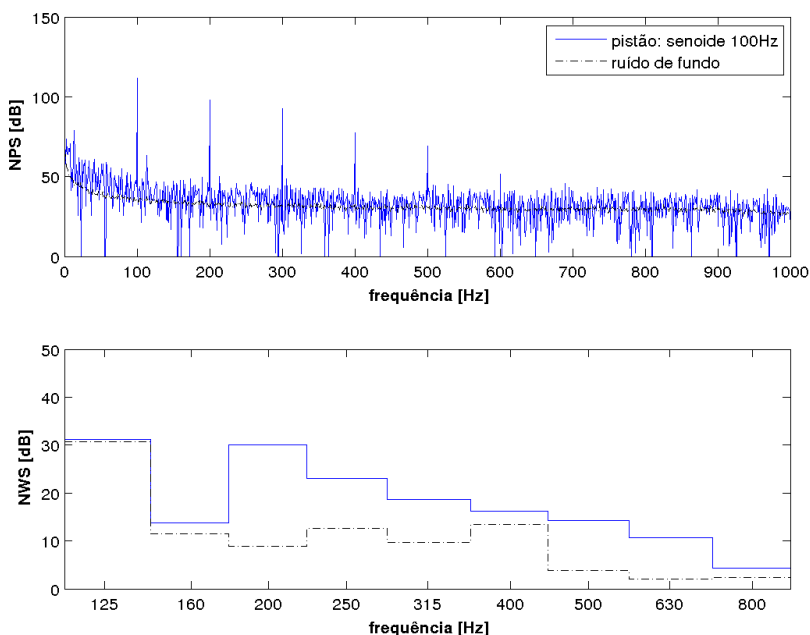
Hz.

A Figura 55 representa a função resposta em frequência que relaciona o nível de pressão sonora do ruído ao da pulsação para os ensaios acima realizados. Observa-se que as curvas correspondentes às senoides (em vermelho e verde) seguem uma tendência que não é a mesma seguida pelo ruído de fundo ou mesmo pelo sinal adquirido quando ruído branco foi aplicado ao *Shaker*. Isto indica que é possível correlacionar ruído com pulsação utilizando esta metodologia.

B.5 CONCLUSÕES SOBRE A BANCADA ALTERNATIVA

A Bancada Alternativa por ser um experimento inicial serviu de laboratório para aperfeiçoamento da metodologia que foi empregada

Figura 54: Nível de pressão sonora da pulsação e nível de potência sonora do ruído para pistão acionado por senoide 100 Hz.

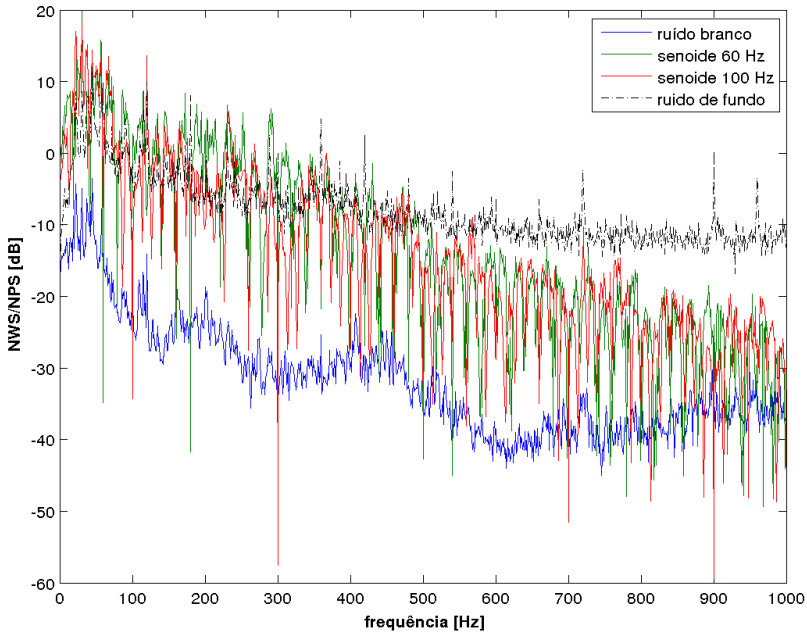


Fonte: do Autor.

nesta dissertação. Seguem abaixo as lições aprendidas:

- I. boa parcela do ruído gerado é causada pela frequência fundamental e harmônicos da pulsação, possuindo grande impacto na banda de 200 Hz para sinais de pulsação múltiplos de 50 Hz e resultado correspondente na banda de 250 Hz quando aplicados sinais de pulsação múltiplos de 60 Hz;
- II. torna-se mais interessante o uso de microfone posicionado sobre o *boom*, obtendo-se médias espaciais e temporais;
- III. o sistema pistão-cilindro empregado não permite a utilização de outro fluido que não seja ar atmosférico;
- IV. o *Shaker* por suas limitações de deslocamento máximo, não permite intensificar os níveis de pulsação a valores próximos à pulsação

Figura 55: Função resposta em frequência ruído-pulsação para cilindro acionado com ruído branco e senoides de 60 Hz e 100 Hz.



Fonte: do Autor.

existente no condensador do refrigerador em condições reais de funcionamento, motivo este para não se utilizar esta bancada neste trabalho.